

жорсткості // Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: Праці I Міжн. наук.-техн. конф. (DSR AM – I), 4 – 7 жовтня 2004 р. – Тернопіль: Терн. держ. техн. ун-т, 2004. – С. 458 – 463. 11. Дмитриченко М.Ф., Вікович І.А., Дівесв Б.М., Бутитер І.Б., Дівесв І.Б. Генетична оптимізація конструкцій підвісок колісних машин: Зб. наук. пр. Асоціації “Автобус” “Проектування, виробництво та експлуатація автомобільних засобів і поїздів”. – Львів, 2004. – Вип. 8. – С. 31 – 35.

УДК 62-412.002.5+669.018.258

Р.В. КОВАЛЬОВ*, Н.Н. ЛИСІКОВ*, В.А. СИДОРОВ**, О.Л. СОТНІКОВ**

*Брянський державний технічний університет,
**Донецький національний технічний університет

МОДЕЛЮВАННЯ НЕСПРАВНИХ СТАНІВ МЕХАНІЗМУ ХИТАННЯ КРИСТАЛІЗАТОРА МБЛЗ

© Ковальов Р.В., Лисіков Н.Н., Сидоров В.А., Сотніков О.Л., 2007

Розглядається задача розробки математичної моделі механізму хитання кристалізатора МБЛЗ для подальшої побудови об'єктивної діагностичної моделі механізму з метою здійснення ефективного і достовірного діагностування відхилень параметрів коливального руху кристалізатора.

In work the task of development of mathematical model of the mechanism of oscillation crystallizer the continuous casting machine for the subsequent construction of objective diagnostic model of the mechanism is examined with the purpose of realization of effective and authentic diagnosing deviations of parameters of oscillatory movement of a crystallizer.

Постановка проблеми. Розробка діагностичної моделі об'єкта, що діагностується, є першим етапом розв'язання задачі розпізнавання несправних станів цього об'єкта. Розглянемо послідовність побудови діагностичної моделі механізму хитання кристалізатора машини безупинного лиття заготовки (МБЛЗ).

Механізм хитання кристалізатора МБЛЗ повинен забезпечувати підвищені вимоги кінематичної і динамічної точності руху вихідної ланки – стола хитання, на якому встановлений і закріплений кристалізатор [1, 2]. При порушенні точності руху кристалізатора МБЛЗ, у зв'язку з виникненням і розвитком несправностей механізму хитання, знижується стабільність і безпека процесів розливання сталі, погіршується якість поверхні одержуваної заготовки, збільшується імовірність проривів рідкого металу. Для запобігання цьому механізм хитання МБЛЗ оснащується системами контролю і моніторингу.

За допомогою систем контролю і моніторингу здійснюється накопичення статистичної інформації про зміну технічного стану механізму хитання кристалізатора і про порушення технологічного процесу формування безупинно литого злитка в процесі розливання сталі на МБЛЗ. На зіставленні отриманих даних виробляються методи розпізнавання несправних станів механізму хитання кристалізатора МБЛЗ за сукупністю діагностичних ознак.

Цей процес доволі тривалий, трудомісткий і не гарантує вірогідності постановки діагнозу за подальшої експлуатації систем, тому що не усі можливі несправності механізму хитання кристалізатора МБЛЗ могли проявитися в період накопичення статистичної інформації. Найбільшої ефективності і вірогідності, зі скороченням часу на впровадження, можна досягти за вибору діагностичних параметрів, розробки методів розпізнавання і визначення границь розпізнавання несправних станів механізму хитання кристалізатора МБЛЗ на основі його математичної моделі.

Аналіз останніх досліджень. Інформації про проведені дослідження в цьому напрямку, а саме – з розробки математичної моделі механізму хитання кристалізатора МБЛЗ з метою побудови його діагностичної моделі немає. Вітчизняними і зарубіжними фахівцями ведуться роботи в напрямку ідентифікаційного способу побудови діагностичної моделі механізму хитання. Можливість побудови діагностичної моделі об'єктів діагностування аналітичними способами добре відома, окремі задачі розглядалися ще в середині ХХ століття [3]. Однак практичного застосування цей напрямок не знайшов, через відсутність технічних можливостей. Сьогодні розвиток обчислювальної техніки і програмного забезпечення дає змогу розв'язувати різні задачі з розробки й аналізу математичних моделей різних електромеханічних систем.

Мета роботи – розробка й аналіз математичної моделі механізму хитання кристалізатора МБЛЗ для подальшої побудови діагностичної моделі механізму.

Виклад основного матеріалу. Механізм хитання входить до складу технологічного обладнання МБЛЗ і призначений для забезпечення в процесі безупинного лиття заготовки коливального руху кристалізатора відповідно до заданих параметрів.

Велике поширення в практиці безупинного розливання сталі на МБЛЗ одержали прості і надійні за конструкцією шарнірні чотириланкові важільні механізми хитання кристалізатора (рис. 1) [4, 5]. За рахунок конструктивного виконання механізму хитання забезпечується коливальний рух кристалізатора МБЛЗ, що характеризується такими параметрами:

- закон коливального руху: синусоїдальний, у процесі лиття заготовки залишається незмінним;
- амплітуда коливання (A): задається залежно, від марки сталі, що розливається, і перетину заготовки, у процесі лиття заготовки залишається постійною;
- частота коливання (f): погоджена зі швидкістю розливання сталі (витягування заготовки);
- напрямок руху кристалізатора: співнаправлено в процесі лиття з технологічною віссю струмка МБЛЗ.

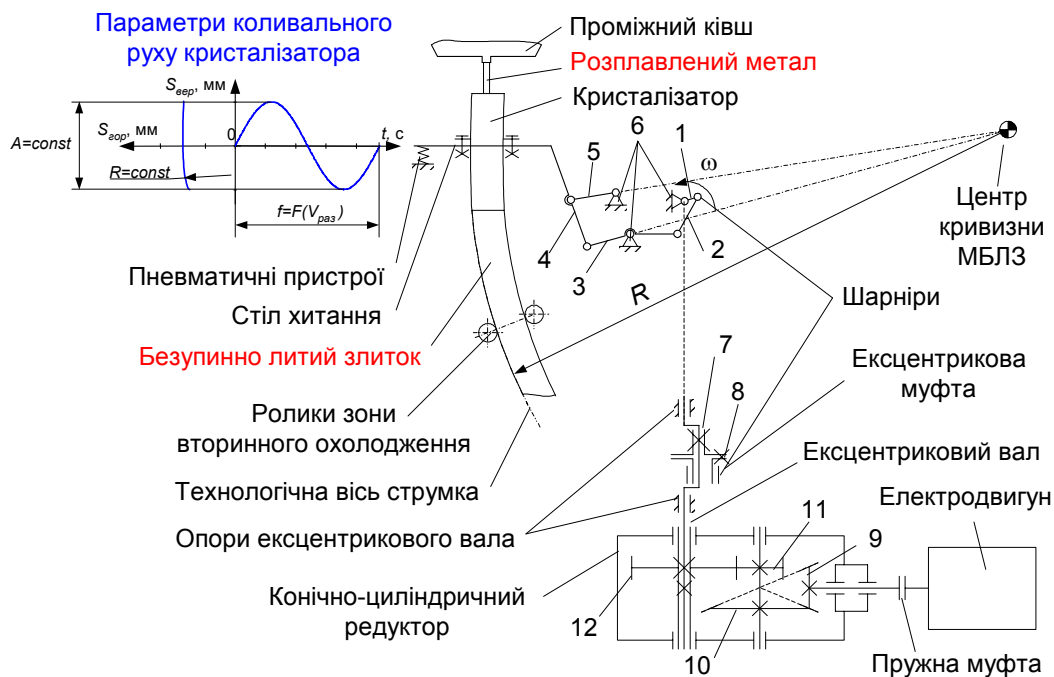


Рис. 1. Кінематична схема механізму хитання кристалізатора МБЛЗ

Здвоєний шарнірний важільний чотириланковий механізм хитання перетворить обертальний рух ведучої ланки – кривошипа 1 у плоский-паралельний рух вихідної ланки шатуна 4 – стола хитання, на якому встановлений і закріплений кристалізатор. За рахунок того, що коромисла 3 і 5 мають однакову довжину і встановлені так, що прямі, проведені через них, спрямовані у бік центра кривизни технологічної осі МБЛЗ, забезпечується рух крапок стола хитання у поздовжній площині до технологічної осі струмка за траєкторією у вигляді дуги окружності. У шарнірах і опорах важільного механізму використовуються роликові підшипники кочення. Нерухомі шарніри 6 важільного механізму розташовані в єдиній підставі механізму хитання, безпосередньо встановленому і закріпленому на несучих металоконструкціях МБЛЗ. Змащення вузлів тертя механізму хитання кристалізатора МБЛЗ здійснюється централізовано консистентним змащенням. Привід механізму хитання включає електродвигун, редуктор і ексцентрикову муфту. Електродвигун і редуктор встановлені і закріплені на хитній незалежній загальній платформі. Стіл хитання з протилежного боку від приводу механізму хитання спирається на пневматичні пристрої, що слугують для часткового зрівноважування сили ваги стола.

Параметри коливального руху кристалізатора, частота й амплітуда задаються відповідно частотою обертання електродвигуна й ексцентриситетом ексцентрикової муфти приводу механізму хитання. Ексцентрикова муфта виконує функції регульованого кривошипа 1.

Переміщення, швидкість і прискорення крапок стола хитання кристалізатора МБЛЗ у вертикальному напрямку описуються такими залежностями (рис. 2):

$$S(t) = \frac{1}{2 \cdot 10^{-6}} A \sin(\omega t); \quad V(t) = \frac{dS}{dt} = \frac{1}{2} A \omega \cos(\omega t); \quad a(t) = \frac{d^2S}{dt^2} = -\frac{1}{2 \cdot 10^{-3}} A \omega^2 \sin(\omega t),$$

де $S(t)$ – переміщення кристалізатора, мкм; $V(t)$ – швидкість переміщення кристалізатора, мм/с; $a(t)$ – прискорення переміщення кристалізатора, м/с²; A – амплітуда коливання, мм; $\omega = 2\pi f$ – кутова частота коливань, рад/с; t – час, с; $f = \frac{1}{T_u} = \frac{n}{60}$ – частота коливання, Гц; $T_u = \frac{60}{n}$ – час циклу коливання, с; n – частота коливання, кол./хв.

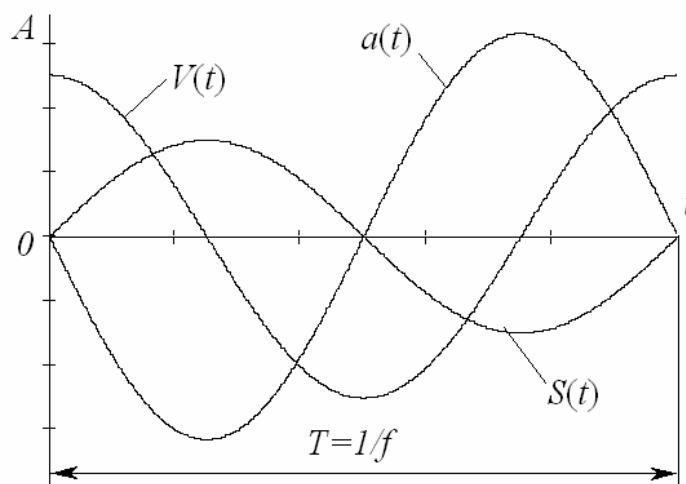


Рис. 2. Графіки руху крапок стола хитання кристалізатора МБЛЗ

Умови експлуатації механізму хитання кристалізатора МБЛЗ, циклічні навантаження, запиленість, високі температура і вологість довкілля, а також змінний рівень обслуговування і якості ремонту механізму з помилками, допущеними під час виготовлення деталей, збирання і

монтажу механізму хитання, зумовлюють постійну зміну технічного стану механізму хитання. Виникають і розвиваються несправності вузлів і елементів механізму хитання, що призводить до спотворювання параметрів коливального руху кристалізатора.

Закон коливального руху кристалізатора МБЛЗ може бути відмінний від синусоїдального, з'являються удари (рис. 3). Частота й амплітуда коливання кристалізатора можуть модулюватися. Напрямок руху кристалізатора МБЛЗ може відхилитися від технологічної осі струмка машини (рис. 4).

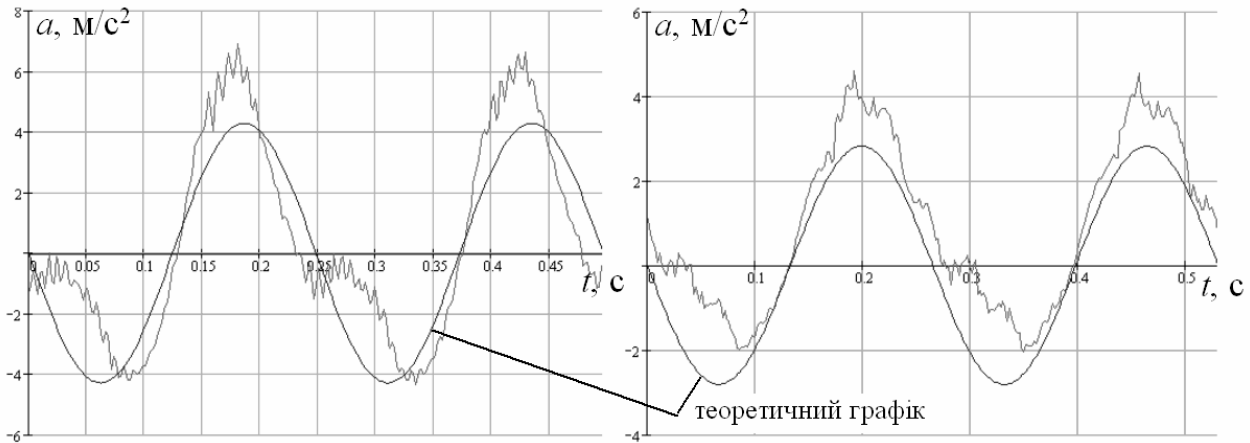


Рис. 3. Відхилення прискорення переміщення стола хитання у вертикальному напрямку у контрольній крапці

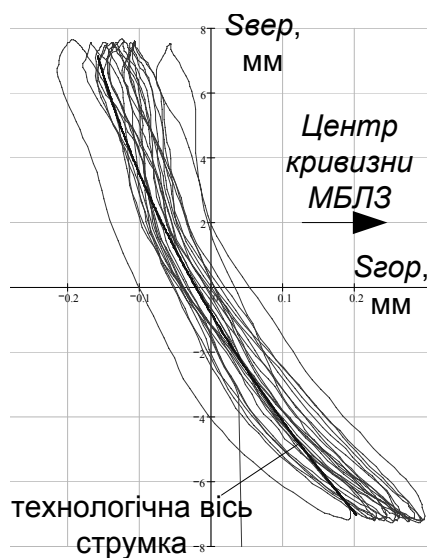


Рис. 4. Спотворювання напрямку руху кристалізатора

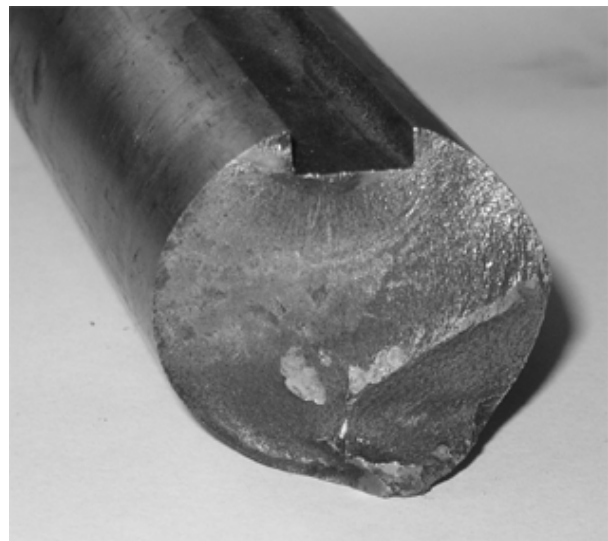


Рис. 5. Злам ексцентрикового вала

У результаті знижується стабільність процесу безупинного розливання сталі на МБЛЗ, порушується взаємодія формованого зливка з робочою поверхнею гільзи кристалізатора, і як результат – зниження якості поверхні заготовки (з'являються тріщини, спотворюється форма перетину заготовки), відбувається нерівномірне розливання сталі по струмках МБЛЗ, зависання заготовки в кристалізаторі з подальшим проривом розплавленого металу. Крім того, відхилення параметрів і напрямку руху кристалізатора від оптимальних значень призводять до зношення гільзи

кристалізатора й ушкодження підтримувальних роликів. У результаті погіршується стан і знижується довговічність вузлів і механізмів обладнання (рис. 5), відбувається зношення елементів приводу механізму хитання, збільшується час простою МБЛЗ у ремонті, підвищуються витрати на ремонтно-відбудовні роботи й обслуговування машини, що веде у підсумку до збільшення собівартості продукції.

Логічний аналіз можливих відмовлень і несправностей механізму хитання показав, що значний вплив на параметри коливального руху кристалізатора роблять несправності ексцентрової муфти і важільного механізму (таблиця).

Аналіз відмовлень і несправностей механізму хитання кристалізатора МБЛЗ

Можливі несправності механізму хитання	Вплив на параметри руху кристалізатора				Метод діагностування					
	закон	амплітуду	частоту	напрямок	за характером шуму	за загальним рівнем вібрації	за спектральним складом вібрації	за температурою	зовнішній огляд	аналіз змащення
Електродвигун										
Ушкодження підшипників					+	+	+	+		+
Послаблення нарізних сполучень						+			+	
Ушкодження статора (ротора)						+	+	+		
Дисбаланс ротора						+	+			
Порушення змащення					+			+		+
Пружна муфта										
Послаблення нарізних сполучень						+	+		+	
Ушкодження пружного елемента									+	
Порушення центрування						+	+			
Конічно-циліндричний редуктор										
Ушкодження підшипників					+	+	+	+		+
Послаблення нарізних сполучень						+	+		+	
Ушкодження зубчастих коліс					+	+	+			
Ушкодження шпонкових з'єднань					+	+	+			
Порушення змащення					+			+		+
Хитна платформа двигуна і редуктора										
Ушкодження опорного вузла	*		*						+	
Ексцентрикова муфта										
Ушкодження підшипників			*		+	+	+			+
Послаблення нарізних сполучень	*					+	+		+	
Ушкодження шпонкових з'єднань	*	*			+	+	+		+	
Порушення змащення			*		+			+		+
Неправильний монтаж	*	*	*	*					+	
Важільний механізм										
Ушкодження підшипників	*	*	*	*						
Послаблення нарізних сполучень	*	*		*		+	+			
Відмовлення пневматичних пристроїв	*	*		*					+	
Порушення змащення	*							+		+
Неправильний монтаж	*	*		*					+	

На основі аналізу видів відмовлень і несправностей механізму хитання і характеру їхнього прояву визначено методи діагностування (таблиця). Найбільше застосування в промисловій практиці знайшли методи віброметричного діагностування за рівнем шуму, за загальним рівнем вібрації, за спектральним складом вібрації і за тимчасових форм вібрації [3, 6, 7]. Віброакустичне діагностування механічного обладнання на практиці підтвердило свою ефективність і вірогідність під час визначення, розпізнавання і моніторингу розвитку несправностей у деталях механічного обладнання, переважно роторного типу. Існуючі системи контролю і моніторингу механізму хитання кристалізатора МБЛЗ також побудовані на методах віброметрії [8, 9]. На жаль, особливості металургійного обладнання, зокрема механізму хитання кристалізатора МБЛЗ, унеможливають застосування діагностичних моделей і нормативів за рівнем вібрації обладнання інших галузей промисловості, що також підтверджує актуальність задачі.

Побудова діагностичної моделі механізму хитання кристалізатора МБЛЗ на основі математичної моделі механізму полягає в дослідженні закономірностей відхилень параметрів коливального руху вихідної ланки – стола хитання за різних конструктивних параметрів і режимів роботи механізму, різних технологічних параметрів і умов взаємодії кристалізатора з безупинно формованим зливком у процесі розливання сталі на МБЛЗ. Результатом дослідження є діагностичні ознаки, границі розрізнення і способи розпізнавання несправних станів механізму хитання кристалізатора МБЛЗ методами віброметрії [10].

Механізм хитання кристалізатора МБЛЗ являє собою складну просторову механічну систему – систему тіл, зв'язаних за допомогою кінематичних і силових елементів, описану нелінійними диференціальними рівняннями. Виведення вручну цих рівнянь доволі трудомістка і задача, тому що рівняння руху займатимуть кілька сторінок рукописного тексту, аналізувати які шляхом придивляння буде неможливо [12].

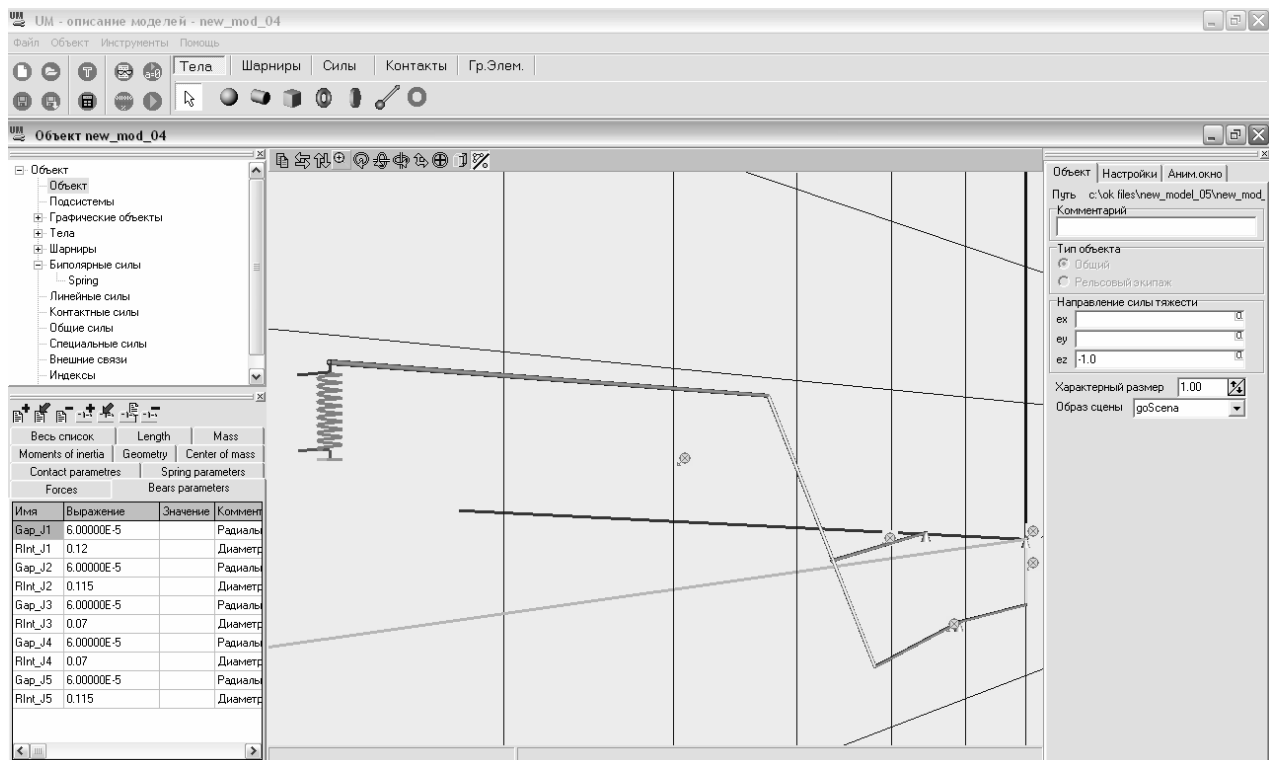


Рис. 6. Зовнішній вигляд програмного комплексу
“Універсальний механізм”

Сьогодні розробку математичної моделі механізму хитання кристалізатора МБЛЗ можна здійснити за допомогою обчислювальної техніки і спеціального програмного забезпечення. Це дає можливість уникнути висновку математичних залежностей на динамічні процеси, що описуються у досліджуваній системі, сконцентрувавши увагу на описі кінематичної схеми досліджуваного механізму і завданні діючих сил. Рівняння руху в цьому випадку синтезуються числовими методами. Для розробки математичної моделі чотириланкового важільного механізму хитання кристалізатора МБЛЗ використано програмний комплекс "Універсальний механізм" (<http://m-lab.donntu.edu.ua/>) (рис. 6) [13].

З метою скорочення впливу багатьох маловивчених чинників на результати дослідження математична модель механізму хитання кристалізатора МБЛЗ розроблена з урахуванням таких спрощень і допущень.

У математичну модель механізму хитання включено тільки плоску механічну систему важільного механізму. Механізм хитання кристалізатора МБЛЗ є механізмом паралельної дії, тобто два ідентичних важільних механізми працюють паралельно. Після вивчення плоскої системи можливо буде перейти до просторової механічної системи важільного механізму хитання.

Дія навантаження від взаємодії робочої поверхні гільзи кристалізатора МБЛЗ із безупинно формованим зливком під час розливання сталі, як і технологічні параметри, обумовлені цим, не враховуються, тобто розглядається робота механізму на неробочому ході. На вітчизняних металургійних підприємствах сьогодні не знаходять широкого застосування стаціонарні системи контролю і моніторингу, зокрема для механізму хитання кристалізатора МБЛЗ. Переважно діагностування механізму хитання здійснюється за допомогою портативних приладів у періоди між розливаннями, тобто на неробочому ході [14, 15]. Це дає змогу до початку розливання попередити аварійні ситуації під час розливання сталі на МБЛЗ через виникнення і розвиток несправностей механізму хитання кристалізатора. Надалі дослідження математичної моделі механізму хитання з урахуванням діючих навантажень дасть змогу вивчити вплив несправностей механізму на умови взаємодії кристалізатора з безупинно формованим зливком.

Як перші досліджувані несправності важільного механізму хитання кристалізатора МБЛЗ за допомогою математичної моделі механізму вибрані несправності підшипників шарнірів, як такі, що роблять вплив на усі параметри коливального руху стола хитання і відповідно кристалізатора МБЛЗ (таблиця). Діагностування цих вузлів загальноприйнятими методами неможливе. Це обумовлено конструкторськими особливостями підшипникових вузлів, низькошвидкісним коливальним рухом підшипників за неповного обороту.

За даними дослідників [16], радіальне биття в шарнірах важільного чотириланкового механізму хитання кристалізатора МБЛЗ після шести місяців експлуатації становить ~ 1 мм, а сумарний зазор може досягати величини, порівнянної з амплітудою коливання кристалізатора, – 4...5 мм. Характер зношення кілець підшипників близький до "помилкового бринелірування", на доріжках кочення кілець утворюються вм'ятини з кроком, що дорівнює кроку тіл кочення через коливальне навантаження кілець підшипника.

Для типів підшипників, що використовуються у важільному механізмі хитання, номінальний радіальний внутрішній зазор за нормативами становить 10...150 мкм. У результаті під час роботи механізму хитання з'являється можливість відносного переміщення ланок механізму по лінії дії реакції на величину зазора, що утворився (рис. 7) [17, 18]. Через дію сил тертя поверхні елементів підшипників шарнірів зношуються і згодом зазори збільшуються, у результаті збільшуються відхилення параметрів коливального руху кристалізатора МБЛЗ [3, 16].

За першого наближення прийнято, що зношення бігових доріжок кілець підшипників шарнірів рівномірне по усій довжині бігових доріжок.

Вхідними параметрами розробленої моделі є конструктивні параметри (зокрема, величина зазора в кожному шарнірі) і режими роботи механізму хитання, а вихідними – параметри

коливального руху кристалізатора МБЛЗ. Числовим моделюванням механічної системи механізму хитання кристалізатора МБЛЗ відтворюються кінематичні і динамічні процеси ідеального механізму і механізму з несправностями.

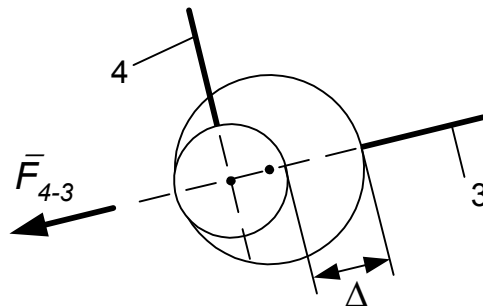


Рис. 7. Зазор в обертальній кінематичній парі
(позначення ланок механізму відповідають рис. 1):
 \vec{F}_{4-3} – реакція з боку четвертої ланки на третю; Δ – зазор у шарнірі

Результати моделювання кінематичних процесів механізму хитання кристалізатора МБЛЗ із номінальним радіальним зазором 60 мкм у шарнірах показали практичну збіжність з теоретичними залежностями параметрів коливального руху контрольної крапки стола хитання (рис. 8).

Потім виконувалося моделювання механізму хитання кристалізатора МБЛЗ із послідовною зміною величини зазора в кожному шарнірі з 60 мкм на 1 мм. Зазор задавався в п'ятьох шарнірах (рис. 1): №1 – між шатуном 2 і коромислом 3; №2 – у нерухомому шарнірі коромисла 3; №3 – між коромислом і столом хитання 4; №4 – між столом хитання 4 і коромислом 5; №5 – у нерухомому шарнірі коромисла 5. Зазори в шарнірах між кривошипом 1 і шатуном 2 і в нерухомому шарнірі кривошипа 1 не включалися в розроблювальну модель. Конструкція ексцентрикової муфти обумовлює іншу модель зношення цих шарнірів на відміну від розглянутих шарнірів механізму (рис. 7), що вимагає окремого дослідження.

Результати моделювання показали наступне. Параметри руху стола хитання у вертикальному напрямку (переміщення, швидкість і прискорення переміщення контрольної крапки) на постійному режимі роботи практично не змінюються, тобто закон руху залишається синусоїдальним, удари, амплітудна і частотна модуляція відсутні, значення частоти й амплітуди відрізняються від заданих значень незначно. При цьому траєкторія руху крапок стола хитання за формою являє собою дугу окружності і зміщена в поздовжньому напрямку убік, протилежний від центра кривизни МБЛЗ, тобто рух стола хитання і відповідно кристалізатора здійснюється з відхиленням у поздовжній площині. За наявності зазора завбільшки 1 мм у п'ятьох шарнірах сумарне відхилення траєкторії руху крапок робочої грані кристалізатора з більшою кривизною від технологічної осі струмка машини дійсно становить порядку 5 мм, що підтверджує результати експериментального дослідження роботи [16].

Аналіз кінематичної схеми підтверджує отримані результати. Розташування ланок і нерухомих шарнірів механізму приводить до того, що механічна система спирається на нерухомі шарніри, за збільшення зазорів у шарнірах – система провисає, тобто опускається під дією сил ваги ланок і займає нове положення, про що свідчить зсув траєкторій руху крапок стола хитання. Швидкість обертання кривошипа порядку 20 рад/з, а маса ланок досягає 1500 кг (стіл хитання з кристалізатором), що не приводить до розриву кінематичного ланцюга в шарнірах механізму, тобто не виникають удари на постійному режимі роботи механізму.

Зазори в шарнірах важливого механізму можуть стати джерелами динамічного порушення, тільки за додавання знакозмінного навантаження, у процесі лиття заготовки це є зміна коефіцієнта тертя між робочою поверхнею гільзи кристалізатора і безупинно формованим зливком, а також за несправностей ексцентрикової муфти й інших вузлів і механізмів приводу механізму хитання кристалізатора МБЛЗ. Тоді параметри коливального руху стола хитання будуть порушуватися.

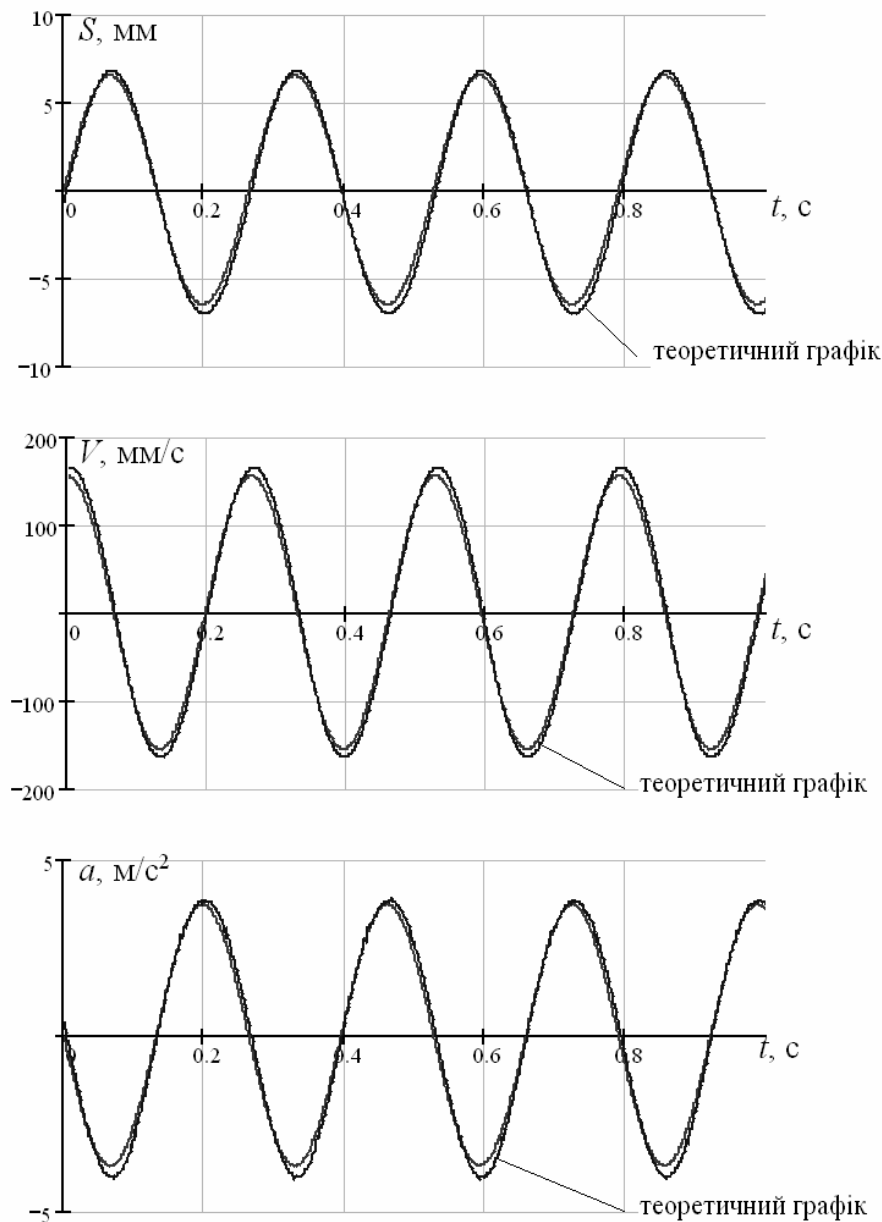


Рис. 8. Параметри руху контрольної крапки стола хитання у вертикальному напрямку ($A=14,1$ мм; $\omega=23,88$ рад/с; $\Delta=60$ мкм)

Результати моделювання наочно показали, що визначити наявність зазорів у шарнірах механізму хитання на неробочому ході в постійному режимі роботи шляхом оцінки параметрів руху контрольних крапок стола у вертикальному напрямку неможливо.

На рис. 9 показано зміни форми графіка швидкості переміщення контрольної крапки стола хитання в горизонтальному напрямку під час моделювання зазорів у шарнірах механізму, що наочно показує його взаємозв'язок із зазорами в шарнірах. Це дає можливість використовувати його як діагностичний параметр.

Але, як було показано вище, недостатньо контролювати параметри руху контрольних крапок стола хитання в одному з напрямків, тому що стіл хитання має шість ступенів свободи. Тому діагностичні параметри повинні вибиратися з обліком цього (наприклад, див. траєкторію руху контрольної крапки стола хитання на рис. 10).

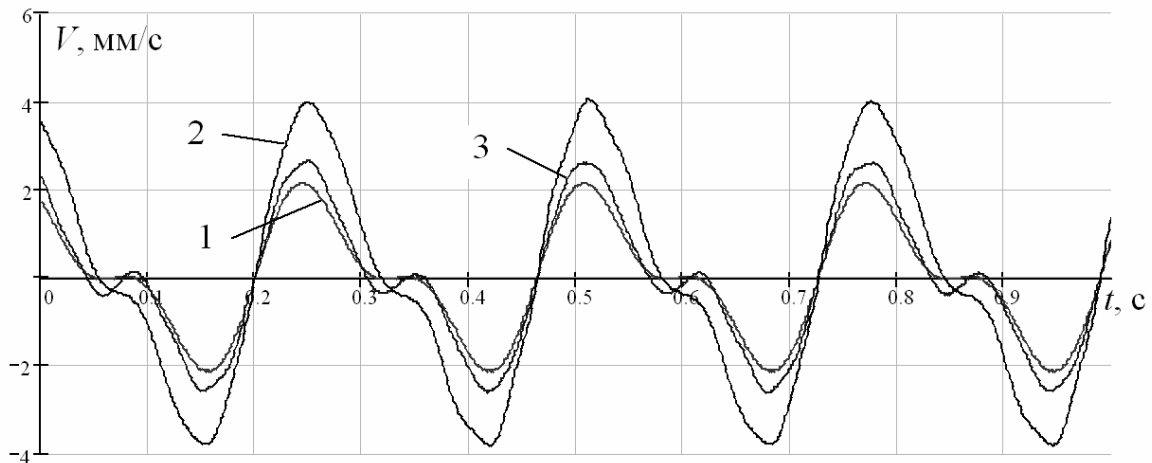


Рис. 9. Швидкість переміщення контрольної крапки стола хитання в горизонтальному напрямку: 1 і 2 – за величини зазора 60 мкм і 1 мм в усіх шарнірах відповідно; 3 – за величини зазора 1 мм у шарнірі №2

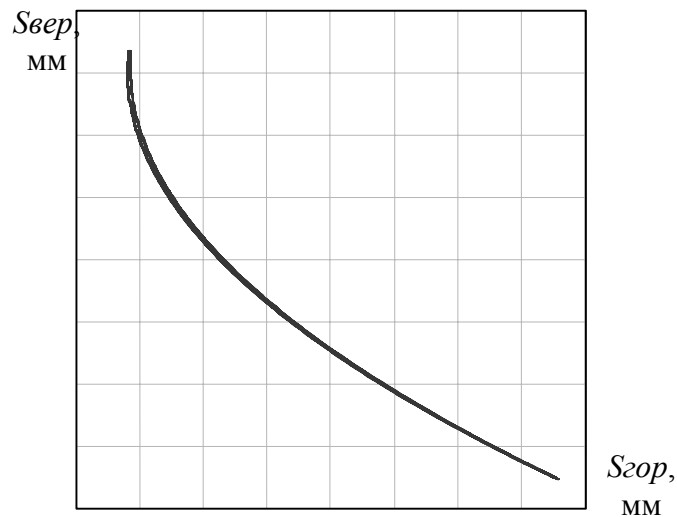


Рис. 10. Траєкторія руху контрольної крапки стола хитання за наявності зазора завбільшки 1 мм в усіх шарнірах

Багато відомих систем контролю використовують його разом із графіками параметрів руху контрольної крапки стола як основні діагностичні параметри [2, 8, 9, 15]. Застосування обчислювальної техніки дає змогу побудувати траєкторію руху крапки у тривимірному просторі. Під час моделювання механізму хитання кристалізатора МБЛЗ із наявністю зазорів у шарнірах були проаналізовані ці діагностичні параметри на предмет однозначної ідентифікації зазорів. Результат незадовільний.

Три координатні датчики вібрації систем контролю і моніторингу механізму хитання кристалізатора МБЛЗ дасть змогу виконувати реєстрацію параметрів коливального руху (переміщення, швидкість і прискорення) контрольної крапки в трьох ортогональних напрямках. При цьому виконується реєстрація абсолютних параметрів, тобто щодо системи координат, початок яких збігається з крапкою кріплення датчика. У цьому випадку побудована траєкторія руху за графіками переміщення контрольної крапки стола хитання у вертикальному і горизонтальному напрямках у поздовжній площині струмка машини являтиме собою дугу окружності, але при цьому губиться інформація про зсув її в поздовжній площині від заданого положення.

Проведені результати моделювання механізму хитання кристалізатора МБЛЗ із несправностями типу збільшений радіальний зазор у підшипниках шарнірів на неробочому ході показали, що:

використання як діагностичних параметрів параметрів коливального руху контрольної крапки стола хитання у вертикальному напрямку недостатньо для ідентифікації несправностей;

параметри коливального руху контрольної крапки стола хитання в горизонтальному напрямку більш інформативні, ніж у вертикальному напрямку;

– як діагностичні параметри необхідно вибирати параметри, що враховують просторовий рух стола хитання;

– зазори в шарнірах є джерелами динамічного порушення, тільки за наявності змінного навантаження і за несправностей приводу механізму хитання;

– побудова траєкторії руху контрольної крапки стола хитання за результатами реєстрації її переміщення віброметричними засобами вимірювання недостатня для контролю її відхилень від заданої траєкторії.

Висновки. Побудована діагностична модель механізму хитання кристалізатора МБЛЗ на основі результатів моделювання несправних станів механізму хитання дає змогу підвищити ефективність і вірогідність діагностування відхилень параметрів коливального руху кристалізатора.

Для скорочення трудомісткості розроблення математичної моделі механічної системи механізму хитання кристалізатора МБЛЗ і підвищення ефективності подання результатів моделювання несправних станів механізму застосовувалася обчислювальна техніка зі спеціалізованим програмним забезпеченням – програмний комплекс “Універсальний механізм” (<http://m-lab.donntu.edu.ua/>). Отримані результати моделювання механізму хитання без зазорів у шарнірах і з зазорами підтвердили адекватність розробленої моделі.

Подальшим напрямком досліджень є розширення переліку моделювання несправностей механізму хитання, визначення діагностичних параметрів, розроблення методів розпізнавання несправних станів механізму і визначення границь їхнього розрізнення.

Перспективним напрямком використання математичної моделі механізму хитання кристалізатора МБЛЗ є також розроблення методів геометричного контролю просторового руху стола хитання.

1. Тимохин О.А. Особенности расчета технологической оси МБЛЗ и ее контроля // *Сталь*. – 2000. – №2. – С. 16–21.
2. Тихановский В.А., Кузьминов А.Л., Щеголев А.П. и др. Эффективность микропроцессорных систем контроля оборудования МБЛЗ // *Сталь*. – 1993. – №1. – С. 38–41.
3. Явленский А.К., Явленский К.Н. Теория динамики и диагностики систем трения качения. – Л.: Изд-во Ленинград. ун-та, 1978. – 184 с.
4. Оробцев Ю.В., Дымченко Е.Н., Бутаков С.Г. Высокопроизводительная машина непрерывного литья сортовых заготовок малых сечений на ОАО “ЕМЗ” // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – 2002. – №10. – С. 94–98.
5. Механическое оборудование сталеплавильных цехов / М.З. Левин, В.Я. Седуш, В.И. Мачикин и др. – К.–Донецк: Вища шк. Головное изд-во, 1985. – 165 с.
6. Павлов Б.В. Акустическая диагностика механизмов. – М.: Машиностроение, 1971. – 224 с.
7. Технические средства диагностирования: Справочник / В.В. Клюев, П.П. Пархоменко, В.Е. Абрамчук и др.; Под. общ. ред. В.В. Клюева. – М.: Машиностроение, 1989. – 672 с.
8. Миллер К. Интегрированные системы контроля МБЛЗ // *Черные металлы*. – 1991. – №12. – С. 13–18.
9. Mould guidance checker – TMS. Measuring System Development. – Linz: Voestalpine Mechatronics GmbH, 2004, – 15 p.
10. Техническая диагностика механического оборудования / В.А. Сидоров, В.М. Кравченко, В.Я. Седуш и др. – Донецк: Новый мир, 2003 – 125 с.
12. Программный комплекс “Универсальный механизм”: Руководство для пользователя. – Брянск: Лаборатория вычислительной механики БГТУ, 2006, – 607 с.
13. Программный комплекс “Универсальный механизм” / <http://m-lab.donntu.edu.ua/>.
14. Сидо-

ров В.А., Сотников А.Л. Определение технического состояния механизмов качания МБЛЗ // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – 2004. – №8. – С. 202–205. 15. Сидоров В.А., Сотников А.Л. Исследование параметров вибрации столов качания МБЛЗ // *Вибрации в технике и технологиях*. – 2005. – №2. – С.85–89. 16. Ротенберг А.М., Шифрин И.Н., Белитченко А.К. и др. Повышение конкурентоспособности сортовых МБЛЗ путем их модернизации // *Электрометаллургия*. – 2003. – №3. – С. 41–46. 17. Теория механизмов и машин: Учеб. для вузов / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.; Под. ред. К.В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1987. – 496 с. 18. Сергеев В.И., Юдин К.М. Исследование динамики плоских механизмов с зазорами. – М.: Наука, 1974. – 111 с.

УДК 693.546

В.С. ЛОВЕЙКІН, К.І. ПОЧКА

Київський національний університет будівництва і архітектури

ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОГО ЗНАЧЕННЯ КУТА ЗМІЩЕННЯ КРИВОШИПІВ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З РЕКУПЕРАЦІЙНИМ ПРИВОДОМ

© Ловейкін В.С., Почка К.І., 2007

Для роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом прослідковано зміну кутової швидкості та кутового прискорення кривошипа з моменту пуску і за усталеного режиму руху, визначено коефіцієнти нерівномірності руху, динамічності та узагальнений коефіцієнт оцінки руху за різних значень кута зміщення кривошипів: від $\Delta\varphi = 0^{\circ}$ до $\Delta\varphi = 180^{\circ}$ з кроком 10° . У результаті проведених досліджень встановлено оптимальне значення кута зміщення кривошипів роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом.

Regarding the roller forming plant with a recuperative drive, a change of an angular speed and an angular acceleration of the crank from the moment of setting in motion and under uniform movement were monitored; coefficients of non-uniformity of motions, coefficient of dynamics and motion rate generalized coefficient under different ranges of cranks' offset angle: from $\Delta\varphi = 0^{\circ}$ to $\Delta\varphi = 180^{\circ}$ with a step of 10° were determined. As a result of the researches performed the optimal value of the roller forming plants' with a recuperative drive cranks was found out.

В існуючих установках поверхневого ущільнення залізобетонних виробів використовується механічний або гідравлічний привід зворотно-поступального руху формувального візка з укочувальними роliками [1–3]. В установках з гідравлічним приводом формувальний візок приводиться в рух за допомогою гідроциліндра, а в установках з механічним приводом – за допомогою кривошипно-шатунного механізму. Під час постійних пуско-гальмівних режимів руху втрачається значна частина енергії, яка йде на втомлене руйнування конструкції. Для зменшення витрат енергії запропоновано нову конструкцію роlikової формувальної установки [4], яка складається з двох спарених візків, що приводяться в рух від одного приводу, до складу якого входять два кривошипно-повзунні механізми, кривошипи яких зміщені між собою на кут $\frac{\pi}{2}$. Така конструкція формувальної установки дає змогу здійснювати передачу енергії від одного візка, який здійснює процес гальмування, до іншого, який в цей час розганяється.

На рис. 1 показано роlikову формувальну установку з рекупераційним приводом, яка вміщає два пристрої, що розташовані по різні боки привідного вала. Кожний з пристроїв вміщає змонтовані